

атмосфере и рекордное снижение эксплуатационных избытков воздуха в дымовых газах за топкой, которые по данным официальной отчетности ВТГРЭС после присосов воздуха в газовый тракт шести топок многие годы показывали коэффициенты избытка воздуха, не превышавшие значений 1,02.

Наработанный материал, полученный при эксплуатации горелок котлов ПК-47 (рис. 2, б), а также новые материалы, полученные уже на группе малых инновационных форм руководителем работы, дают возможность еще более эффективно решить три главные проблемы, развития конструкций горелок с выходными конусами и пониженной сверх принятого сегодня снижением крутки горящего факела. Прежде всего, это сохранение и интенсификация приосевого обратного тока в корне горящего факела, а также более эффективное и рациональное предварительное подмешивание части газообразного топлива перед его более устойчивым воспламенением в корне факела.

УДК 536. 2(075)

## **ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МОЩНОСТИ НЕОРЕБРЕННОГО ТЕПЛООБМЕННИКА НОВОЙ КОНСТРУКЦИИ**

## **EXPERIMENTAL STUDY OF POWER HEAT EXCHANGER WITH PIPES WITHOUT RIBS NEW DESIGN**

Бранфилева А. Н., Шеин В. М.

Самарский государственный технический университет,  
Bran.A.68@yandex.ru

Branfileva A. N., Shein V. M.  
Samara State Technological University

**Аннотация.** В данной работе приведены результаты исследований газо-водяного теплообменника новой конструкции из

параллельно-последовательно соединенных труб в условиях свободной и вынужденной конвекции. Получены значения коэффициентов теплоотдачи с газовой стороны при свободной и вынужденной конвекции.

**Annotation.** In this paper, the results of investigations of a new-design gas-water heat exchanger from parallel-connected pipes in the conditions of free and forced convection are presented. The values of the heat-transfer coefficients for the gas side with free and forced convection.

**Ключевые слова:** энергоэффективность теплообменников, коэффициент теплоотдачи, естественная конвекция, вынужденная конвекция.

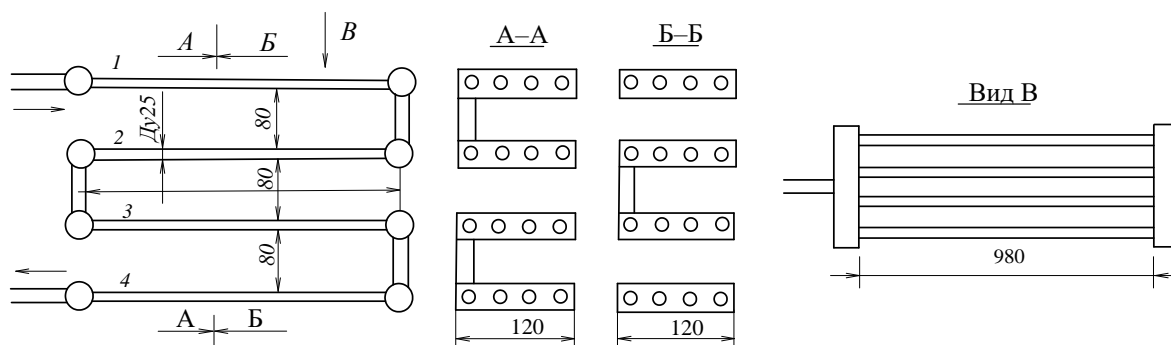
**Keywords:** power efficiency of heat exchangers, heat transfer coefficient, natural convection, forced convection .

Основными условиями интенсификации теплообмена и повышения энергоэффективности любого типа теплообменников является уменьшение их массы и габаритов при неизменной мощности. К достижению этих целей приводит увеличение коэффициента теплопередачи, величина которого определяется коэффициентами теплоотдачи с внутренней и наружной стороны и температурами теплоносителей.

В связи с неопределенностью граничных условий теплообмена при технических расчетах разных видов теплообменников появляются некоторые сложности при расчетах коэффициентов теплоотдачи, поэтому наиболее эффективным способом определения средних коэффициентов теплоотдачи является эксперимент. Средние коэффициенты теплоотдачи могут быть найдены по известной мощности приборов и заданным поверхностям теплообменника [1, 2].

В настоящей работе приведены результаты исследования нового типа газо-водяного теплообменника усовершенствованной конструкции, представляющего систему четырех соединенных последовательно блоков труб, в каждом из которых применены по четыре параллельно установленные трубы диаметром 0,025 м

(рисунок). Исследования выполнялись на универсальной экспериментальной установке по определению тепловой мощности различных теплообменников.



Теплообменник из параллельно-последовательно соединенных труб  
малого диаметра

Основная цель данного исследования состояла в том, чтобы оценить энергоэффективность предложенной конструкции теплообменника в условиях свободной и вынужденной конвекции.

При подсчете тепловой мощности отопительного прибора используется формула:

$$Q = M \cdot C_p (t_{\text{ex}} - t_{\text{вх}}), \quad (1)$$

где  $Q$  – тепловая мощность, Вт;  $M$  – массовый расход жидкости, кг/с,  $C_p$  – средняя изобарная теплоёмкость воды в диапазоне температур от  $t_{\text{ex}}$  до  $t_{\text{вх}}$ , Дж/(кг К);  $t_{\text{ex}}$ ,  $t_{\text{вх}}$  – температуры воды на входе и выходе из отопительного прибора соответственно, К.

Массовый расход находится по соотношению  $M = \rho V$ , где  $\rho$  – плотность воды, кг/м<sup>3</sup>;  $V$  – объёмный расход, м<sup>3</sup>/с (определяется расходомером). При проведении опытов средняя изобарная теплоёмкость воды принималась равной  $C_p = 4187$  Дж/(кг·К)

Средний коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности теплообмена находится из формулы закона Ньютона-Рихмана:

$$\alpha = \frac{Q}{F \cdot (t_{\text{cm}} - t_{\text{f}})}, \quad (2)$$

где  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $F$  – площадь поверхности теплообмена; м<sup>2</sup>;  $t_{cm}$  – температура стенки теплообменника; °С;  $t_f = 25^\circ\text{C}$  – температура воздуха в лаборатории, где проводится эксперимент, °С. Скорость обдува потоком воздуха при вынужденной конвекции принималась равной 1,5 м/с.

В условиях естественной конвекции были полученные данные: массовый расход воды  $M = 0,01$  кг/с; температура жидкости на входе в теплообменник  $t_{\text{вх}} = 87^\circ\text{C}$ ; температура жидкости на выходе из теплообменника  $t_{\text{вых}} = 69^\circ\text{C}$ ; средняя температура поверхности стенки теплообменника  $t_{cm} = 78^\circ\text{C}$ . Площадь поверхности теплообмена  $F = 1,44$  м<sup>2</sup> при длине  $L = 0,98$  м. Тепловая мощность прибора согласно формуле (1) равна  $Q = 754$  Вт, Коэффициент теплоотдачи от поверхности теплообменника к воздуху  $\alpha = 10$  Вт/(м<sup>2</sup> К).

В условиях вынужденной конвекции были полученные данные: массовый расход теплоносителя  $M = 0,0112$  кг/с; температура жидкости на входе в теплообменник  $t_{\text{вх}} = 90^\circ\text{C}$ ; температура жидкости на выходе из теплообменника  $t_{\text{вых}} = 52^\circ\text{C}$ ; средняя температура поверхности стенки теплообменника  $t_{cm} = 71^\circ\text{C}$ . Тепловая мощность прибора и коэффициент теплоотдачи применительно к данному опыту оказались равными  $Q = 950$  Вт и  $\alpha = 15$  Вт/(м<sup>2</sup> К).

**Выводы.** В результате исследований было обнаружено, что при увеличении тепловой мощности испытуемого теплообменника в условиях вынужденной конвекции в 1,3 раза, его коэффициент теплоотдачи возрастает в 1,5 раза. Данный факт интенсификация теплообмена следует объяснить тем, что в межтрубном пространстве происходит интенсивная циркуляции воздуха благодаря большому расстоянию между соседними трубами (3–4 см).

#### Список использованных источников

1. Кудинов И. В., Еремин А. В., Сичинава Г. В., Бранфилева А. Н., Ткачев В. К., Курганова О. Ю. Экспериментальное исследование мощности газоводяных

теплообменников // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия «Техн. науки». Самара, 2017. № 2 (54). С. 146–153.  
2. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи; изд. 2–е. М. : Энергия, 1977. 343 с.

УДК 628.971

## КОЛИЧЕСТВЕННАЯ ОЦЕНКА ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМ УЛИЧНОГО ОСВЕЩЕНИЯ

### ESTIMATION OF ENERGY EFFICIENCY OF STREET LIGHTING SYSTEMS

Валиуллин К. Р.

Оренбургский государственный университет, г. Оренбург

ValiullinKamil91@gmail.com

Valiullin K. R.

Orenburg State University, Orenburg

**Аннотация:** В работе рассмотрен вопрос количественной оценки энергоэффективности систем уличного освещения. Предложена формула для расчета энергоэффективности и сравнения различных вариантов уличного освещения по критерию энергоэффективности.

**Abstract:** The paper considers the issue of quantitative estimation of energy efficiency of street lighting systems. A formula is proposed for calculating energy efficiency and comparing various street lighting options by the criterion of energy efficiency.

**Ключевые слова:** уличное освещение, энергоэффективность.

**Key words:** street lighting, energy efficiency.

Одним из приоритетных направлений развития экономики Российской Федерации в настоящее время является повышение